

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh olejového čerpadla pro sestupnou převodovku
nákladního automobilu Tatra

Design of a Gear Oil Pump for a Truck Transfer Case

Student:

Jan Červenka

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Petr Maršálek, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Červenka**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh olejového čerpadla pro sestupnou převodovku nákladního automobilu**
Design of a Gear Oil Pump for a Truck Transfer Case

Zásady pro vypracování:

Vypracujte přehled zubových čerpadel. Navrhněte nové konstrukční řešení olejového čerpadla pro sestupnou převodovku nákladního automobilu Tatra tak, aby došlo k nárůstu dodávky oleje v celém rozsahu provozních otáček při zachování maximálního množství sériově vyráběných dílů. Zkontrolujte všechny nově navržené součásti a nakreslete jejich výrobní výkresy. Nakreslete sestavný výkres čerpadla, které je součástí sestupné převodovky. Bližší informace včetně detailů o stávajícím konstrukčním řešení budou upřesněny konzultantem.

Seznam doporučené odborné literatury:

MÁLIK, Ladislav – KUČERA, Luboš. Mechanické, hydraulické a hydromechanické přenosy. EDIS - vydavatelství Žilinské univerzity, Žilina, 1999, 417 s. ISBN 80-7100-513-4.

MORAVEC, Vladimír. Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola. Ostrava: Montanex a. s., 2001, 291 s. ISBN 80-7722-051-5.

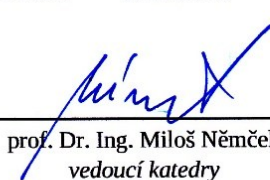
PIVOŇKA, Josef. Tekutinové mechanismy. SNTL Praha, 1987, 623 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Maršálek, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Mistopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ve Frýdlantě n.O dne 8.5.2015

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Ve Frýdlantě n.O dne 8.5.2015


Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Červenka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lubno 202, Frýdlant nad Ostravicí, 73911

ANOTACE BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

ČERVENKA, J. *Návrh olejového čerpadla pro sestupnou převodovku nákladního automobilu Tatra: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 38 s. Vedoucí práce: Maršálek, P.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem nového konstrukčního řešení olejového čerpadla pro sestupnou převodovku nákladního automobilu Tatra. Nové řešení musí být provedeno tak, aby došlo k nárůstu dodávky oleje v celém rozsahu provozních otáček při zachování maximálního množství sériově vyráběných dílů. Dále práce zpracovává přehled zubových čerpadel. Ke všem nově navrženým součástem jsou vypracovány výkresy.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ČERVENKA, J. *Design of a Gear Oil Pump for a Truck Transfer Case: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 38 p. Thesis supervisor: Maršálek, P.

This thesis presents an overview, design of a gear oil pump for a Truck Transfer Case. The new solution must increase the input of oil in whole range of operating revolutions and while preserving the maximum number of serially made parts. The thesis then covers the overview of a teeth pump. Technical drawings are made for all designed parts.

Obsah

ÚVOD	7
CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE:.....	8
1. ROZDĚLENÍ ZUBOVÝCH ČERPATEL	9
2. PŘEHLED ZUBOVÝCH ČERPATEL	10
2.1 HISTORIE ZUBOVÝCH ČERPATEL.....	10
2.2 POUŽITÍ ZUBOVÝCH ČERPATEL	10
2.3 PŘEDNÍ VÝROBCI ZUBOVÝCH ČERPATEL	10
3. ZUBOVÁ ČERPADLA S VNĚJŠÍM OZUBENÍM	11
3.1 VNĚJŠÍ OZUBENÍ S PŘÍMÝMI ZUBY	11
3.2 VNĚJŠÍ OZUBENÍ S ŠIKMÝMI ZUBY	12
3.3 VNĚJŠÍ OZUBENÍ S ŠÍPOVÝMI ZUBY	12
3.4 VNĚJŠÍ OZUBENÍ S JINÝM KONSTRUKČNÍM ŘEŠENÍM	13
4. ZUBOVÁ ČERPADLA S VNITŘNÍM OZUBENÍ	14
5. CHARAKTERISTIKA ZUBOVÝCH ČERPATEL.....	15
6. ROZBOR SOUČASNÉHO ŘEŠENÍ :.....	19
6.1 HLAVNÍ ROZMĚRY OZUBENÍ SOUČASNÉHO ŘEŠENÍ	19
6.2 NAMĚŘENÉ HODNOTY PRŮTOKŮ A TLAKŮ	20
7. ZJIŠTĚNÍ CELKOVÝCH ZTRÁT SOUČASNÉHO ŘEŠENÍ.....	21
7.1 VÝPOČTENÉ HODNOTY TEORETICKÉHO PRŮTOKU METODOU ZNÁMÉHO OBJEMU	21
7.2 HYDRAULICKÁ A MECHANICKÁ ÚČINNOST PRO RŮZNÉ OTÁČKY	23
7.3 VYJÁDRĚNÍ VZTAHU PRO CELKOVOU ÚČINNOST	24
7.4 CELKOVÁ ÚČINNOST ČERPADLA PRO RŮZNÉ OTÁČKY	24
8. ROZBOR MOŽNÝCH ŘEŠENÍ DANÉHO ZUBOVÉHO ČERPADLA	25
9. ZVĚTŠENÍ ŠÍŘKY ZUBU.....	26
9.1 VÝPOČET TEORETICKÉHO PRŮTOKU	26
9.2 VÝPOČET SKUTEČNÉHO PRŮTOKU PRO RŮZNÉ OTÁČKY.....	27
9.3 CELKOVÉ NAVÝŠENÍ PRŮTOKU:.....	27
10. ZVĚTŠENÍ POČTU ZUBŮ VNITŘNÍHO KOLA S VNĚJŠÍM OZUBENÍM	28
10.1 VÝPOČET TEORETICKÉHO PRŮTOKU	28
10.2 VÝPOČET SKUTEČNÉHO PRŮTOKU PRO RŮZNÉ OTÁČKY.....	29
10.3 CELKOVÉ NAVÝŠENÍ PRŮTOKU:.....	29
11. ZMĚNA TVARU ZUBU NA CYKLOIDNÍ TVAR.....	30
11.1 VÝPOČET TEORETICKÉHO PRŮTOKU	30
11.2 VÝPOČET SKUTEČNÉHO PRŮTOKU PRO RŮZNÉ OTÁČKY.....	32
11.3 CELKOVÉ NAVÝŠENÍ PRŮTOKU:.....	32
12. NAVRŽENÉ ŘEŠENÍ	33
12.1 VÝPOČET SKUTEČNÉHO PRŮTOKU PRO RŮZNÉ OTÁČKY:.....	33
12.2 CELKOVÉ NAVÝŠENÍ PRŮTOKU:.....	33
13. ZÁVĚR.....	35
14. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	36
15. SEZNAM PŘÍLOH	38

Seznam použitých značek a symbolů:

Značka	popis	jednotka
M_{kt}	kroutící moment	[N/m]
V_g	geometrický pracovní objem	[mm ³]
$V_{1,2}$	geometrický objem mezi zuby	[mm ³]
Q_n	naměřený průtok	[l/min]
Q_s	skutečný průtok	[l/min]
Q_t	teoretický průtok	[l/min]
$a - w_{12}$	osová vzdálenost	[mm]
b_{12}	šířka ozubení	[mm]
$d_{a1,2}$	průměr hlavové kružnice	[mm]
$d_{f1,2}$	průměr patní kružnice	[mm]
k	výpočtová konstanta	[-]
m_{12}	modul	[mm]
n	otáčky	[1/min]
p	tlak	[MPa]
$x_{1,2}$	jednotková korekce	[-]
$z_{1,2}$	počet zubů	[-]
α_{12}	úhel záběru	[°]
Δp	změna tlaku v čerpadle	[MPa]
ρ	hustota oleje	[-]
η_c	celková účinnost	[%]
η_h	hydraulická účinnost	[%]
η_m	mechanická účinnost	[%]
η_o	objemová účinnost	[%]

Úvod

Jedno z nejběžnějších řešení, jak přepravovat kapaliny a plyny, je pomocí zubových čerpadel. Zubová čerpadla fungují na principu unášení čerpací látky pomocí dvou ozubených kol, která po zapadnutí do sebe nejen kapalinu přenášejí, ale také těsní. Hlavní výhodou těchto čerpadel je jejich konstrukční a technologická jednoduchost, spolehlivost a také možnost přepravy kapalin všech viskozit. Nejlepším použitím je ovšem přeprava oleje, jelikož se čerpadla s dopravovaným olejem zároveň i mažou. Jejich další použití se liší dle typu a konstrukce.

Mým řešením, je zvýšení dodávky oleje již navrženého čerpadla, upevněno na sestupné převodovce nákladního automobilu TATRA. V této práci se budu zabývat zdokonalením tvaru ozubení a to tak, aby vzrostl průtok oleje v celém systému a provozních otáčkách.

Čerpadlo bude navrženo s ohledem na zachování největšího počtu původních navržených dílů. Bude pevnostně spočteno a jeho komponenty budou nakresleny na přiložených výkresech.

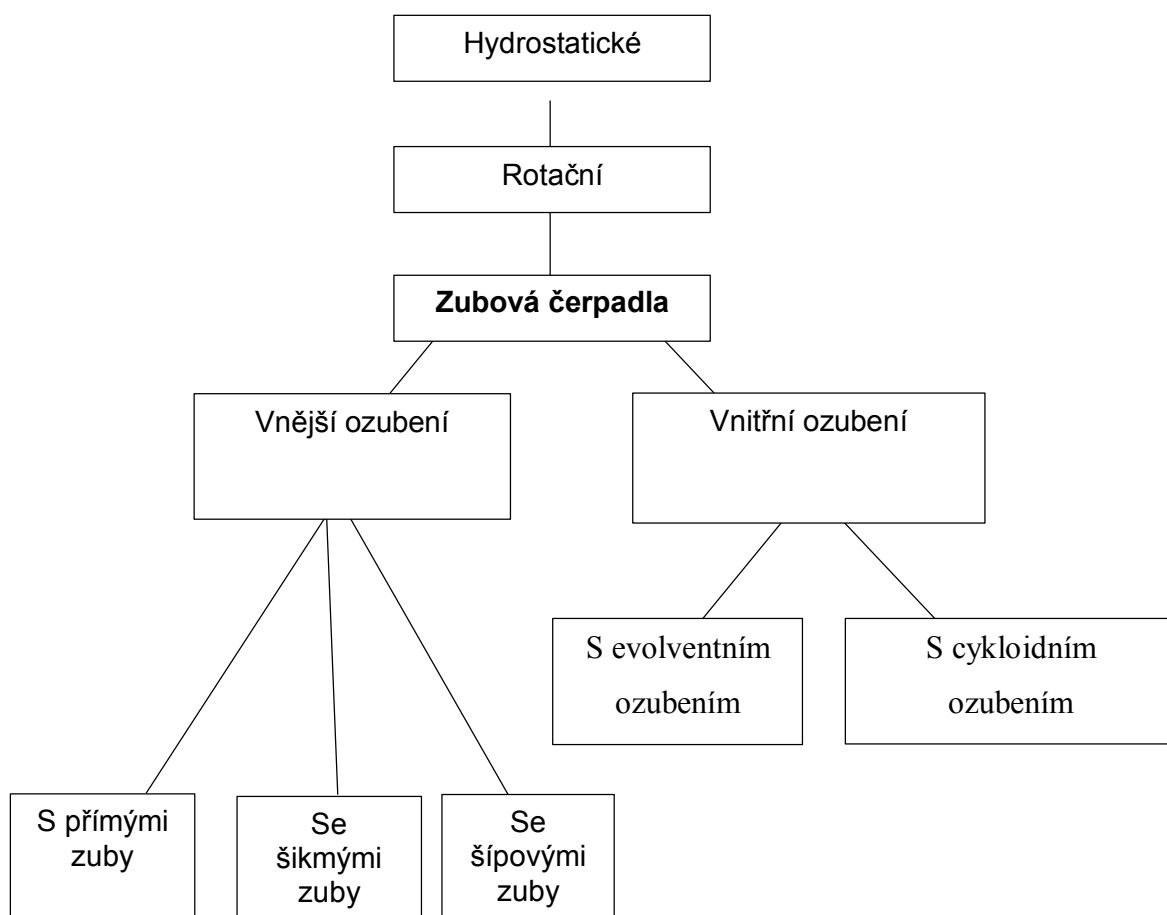
Cíle bakalářské práce:

- Vypracovat přehled zubových čerpadel.
- Navrhnout zvýšení dodávky oleje pomocí zvětšení šířky ozubených kol.
- Navrhnout zvýšení dodávky oleje pomocí zvětšení počtu zubů
- Navrhnout zvýšení dodávky oleje pomocí změny ozubení na cykloidní tvar
- Porovnat vybrané varianty
- Provést pevnostní kontrolu vybraného ozubení
- Vytvořit výkresovou dokumentaci pro vybrané konstrukční řešení

1. Rozdělení zubových čerpadel

Zubová čerpadla patří do skupiny hydrostatických rotačních čerpadel, jelikož pracují s konstantním množstvím kapaliny. Do této kategorie spadají např. i čerpadla vřetenová, lamelová, či čerpadla s rotujícími písty nebo pístem odvalovacím.

Děle čerpadla rozlišujeme dle typu ozubení, a to na čerpadla s vnitřním a vnějším ozubením. Tyto čerpadla můžeme ještě dále rozdělit podle tvaru či sklonu zubů. V praxi tak můžeme říct, že každý tvar a konstrukce čerpadla je vhodná pro jiné způsoby využití a nedá se jednoznačně říci, které z nich je nejlepší.



Obr. 1.1 – Základní rozdělení zubových čerpadel

2. Přehled zubových čerpadel

2.1 Historie zubových čerpadel

Zubová čerpadla jsou nejstarším a nejpoužívanějším typem čerpadel. První zmínky o zubových čerpadlech se datují k 17. století, kdy německý matematik, astrolog a astronom Jan Kepler sestrojil bezventilové a téměř bezúdržbové zubové čerpadlo. Toto čerpadlo se v prakticky nezměněné podobě používá dodnes, jako olejové čerpadlo v dnešních spalovacích motorech.

2.2 Použití zubových čerpadel

Zubová čerpadla jsou vhodná především pro nízké průtoky a vysoké tlaky. Nejvhodnější použití je k přepravě olejů a podobných vysoce viskózních kapalin. Pro přepravu kapalin s nízkou viskozitou jsou vhodná pouze zubová čerpadla, která mají keramická ozubení (SiC a nitrid křemíku). Běžná zubová čerpadla pro nízkoviskózní kapaliny nejsou příliš vhodná, jelikož dochází k velkým třením a zadíráním ozubení čerpadel.

Zubová čerpadla jsou vhodná především k přepravě nátěrů a barev, čistících prostředků, ale i chemicky nebezpečných a hořlavých látek. Jsou vhodná také v potravinovém průmyslu například k přepravě cukrářských polev, mléčných náplní, jogurtů apod. Tyto vysoce viskózní látky vyplní prostor v čerpadle a snižují tak nežádoucí vnitřní tření. Z tohoto hlediska jsou zubová čerpadla jedny z nejvhodnějších nástrojů pro tento druh přepravy.

2.3 Přední výrobci zubových čerpadel

Světoví výrobci :

Viking Pump



Zenith



Eclipse



Ecopump



IsoChem



Čeští výrobci :

Sigma



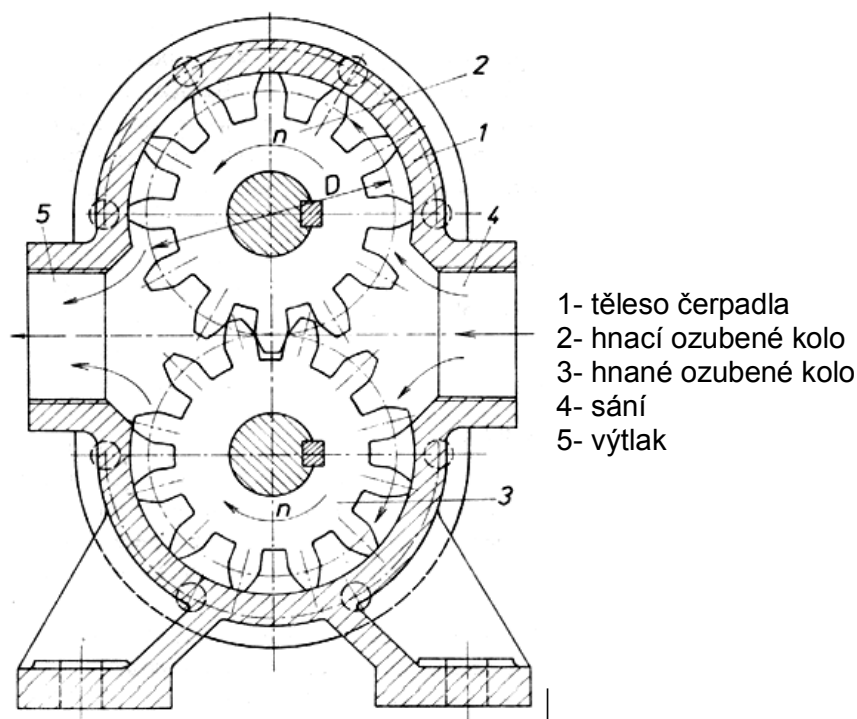
Domintex



3. Zubová čerpadla s vnějším ozubením

Tyto čerpadla pracují na principu dvou navzájem stejných ozubených kol, která proti sobě rotují. Ozubení na straně sání vychází ze společného záběru a proti stěnám čerpadla vytváří prázdné kapsy. Následně dochází k jejich plnění médiem, za pomoci atmosférického tlaku. V kapsách dochází k přepravě média okolo vnějšího obvodu komory.

Pro navýšení průtoku dopravované kapaliny se mohou používat i čerpadla s více ozubenými koly. Obecně platí, že s čím větší přesností je čerpadlo vyrobeno, tím větší zatížení vydrží.



Obr. 3.1 – Schéma zubového čerpadla s vnějším ozubením [7]

3.1 Vnější ozubení s přímými zuby

Výhody:

Jednoduchá konstrukce, nízká cena, vysoká spolehlivost, velmi nenáročné z hlediska údržby.

Nevýhody:

Umožňuje pouze čerpání kapaliny bez příměsí pevných částí. Hlučnější chod než kola s šikmým ozubením.



Obr. 3.2 – Ozubené kolo s přímými zuby

3.2 Vnější ozubení s šikmými zuby

Výhody:

Rovnoměrnější a klidnější chod, navýšení průtoku se zachováním stejné šířky ozubení.

Nevýhody:

Vznik nežádoucích vůlí způsobené působením axiálních sil, a tím snižování životnosti zubového čerpadla.



Obr. 3.3 - Ozubené kolo s šikmými zuby

3.3 Vnější ozubení s šípovými zuby

Výhody:

Vyšší obvodová rychlost dodávaného média. Rovnoměrný průtok. Odstraňuje působení axiálních sil, které jsou hlavním problémem šikmého ozubení.

Nevýhody:

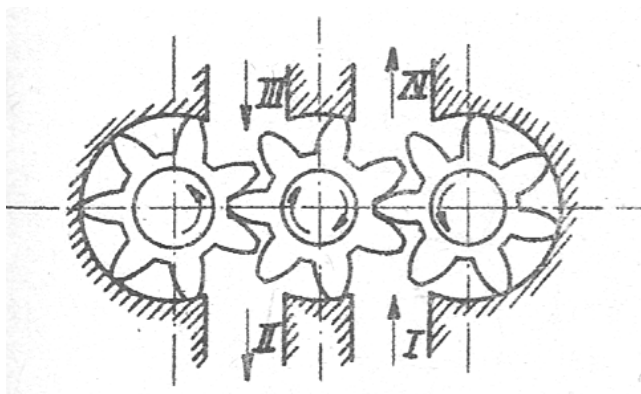
Díky jejich vysoké ceně a velmi velké náročnosti na výrobu se v praxi prakticky nepoužívají.



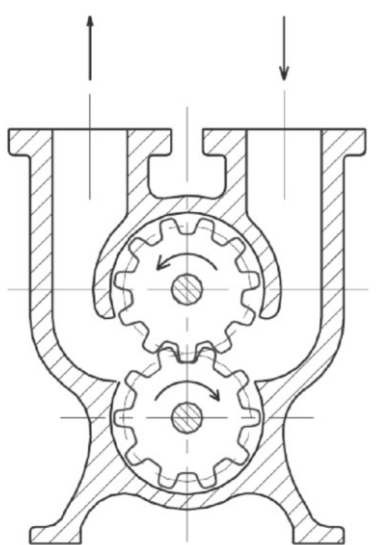
Obr. 3.4 - Ozubené kolo s šikmými zuby

3.4 Vnější ozubení s jiným konstrukčním řešením

Jsou to například čerpadla se třemi a více ozubenými koly, popřípadě dvouosá zubové čerpadla.



Obr. 3.5 – Schéma zubového čerpadla s vnějším ozubením se třemi koly [1]



Obr. 3.6 – Schéma dvouosého zubového čerpadla s vnějším ozubením [2]

4. Zubová čerpadla s vnitřním ozubením

Princip činnosti těchto čerpadel je podobný jako u čerpadel s vnějším ozubením. Tato čerpadla však pracují na principu dvou ozubených kol, z nichž jedno je vnější a druhé vnitřní. Kola nerotují proti sobě, jak je tomu u čerpadel s vnějším ozubením, ale otáčejí v jednom směru.

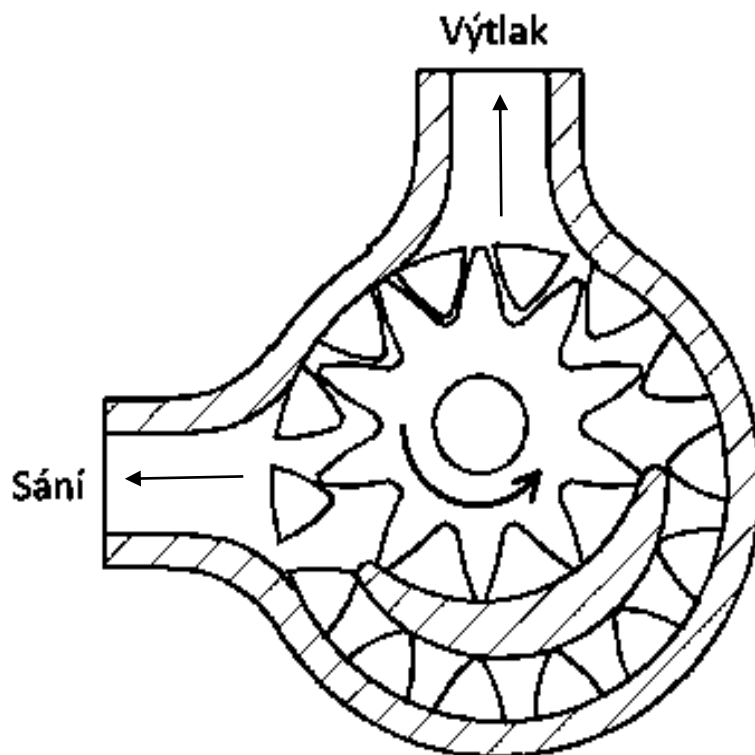
Otáčením hnací hřídele a kola s vnitřním ozubením, dochází při otevírání zubových mezer k nasání média, které je v místě záběru hřídele a vnitřního ozubeného kola následně vytlačováno směrem ven ze zubového čerpadla.

Výhody:

Vysoké samonasávací schopnosti, možnost pracovat s kapalinami vysokých viskozit. Oproti čerpadlům s vnějším ozubením mají mnohem nižší hlučnost, zabírají také podstatně menší prostor.

Nevýhody:

Obvykle dražší než čerpadla z vnějším ozubením, kladou větší náročnost na přesnost výroby.



Obr. 4.1 – Schéma proudění média zubového čerpadla s vnitřním ozubením [5]

5. Charakteristika zubových čerpadel

Výpočet skutečného průtoku zubového čerpadla [10] :

$$Q_s = Q_t - \Delta Q \quad [\text{l/min}] \quad (1)$$

Q_t – teoretický objemový průtok $[\text{l/min}]$

ΔQ – celkové ztráty v čerpadle $[\text{l/min}]$

Celkové ztráty ΔQ můžeme nahradit celkovou účinností čerpadla kde:

$$Q_s = Q_t * \eta_c \quad [\text{l/min}] \quad (2)$$

η_c – celková účinnost v čerpadle [%]

Výpočet teoretického průtoku zubového čerpadla [10]:

Teoretický průtok lineárně roste se zvyšujícími se otáčkami a pracovním objemem. Pracovní objem závisí především na typu ozubení (evolventní, cykloidní) a jeho velikosti.

$$Q_t = n * V_g \quad [\text{l/min}] \quad (3)$$

n – otáčky čerpadla $[\text{ot/min}]$

V_g – geometrický pracovní objem čerpadla, tvořen geometrií ozubení a jednou otáčkou $[\text{mm}^3]$

Tento objem lze zjistit vymodelováním ozubení, a následnou analýzou ve výpočetním programu, nebo přibližně pomocí daných vztahů pro jednotlivé ozubení.

Výpočet geometrického objemu ozubení s evolventními zuby [7]:

Tento výpočet platí jak pro vnitřní tak pro vnější ozubení.

$$V_{VNĚJŠÍ} = V_{VNITŘNÍ} = \text{konst.} \approx 2 * \pi * m_n^2 * z * b \quad [\text{mm}^3] \quad (4)$$

m_n – modul normály $[\text{mm}]$

z – počet zubů pastorku $[-]$

b – šířka ozubení $[\text{mm}]$

Pro případ, kdy známe skutečný objem mezi jednotlivými ozubenými koly platí vztah [8]:

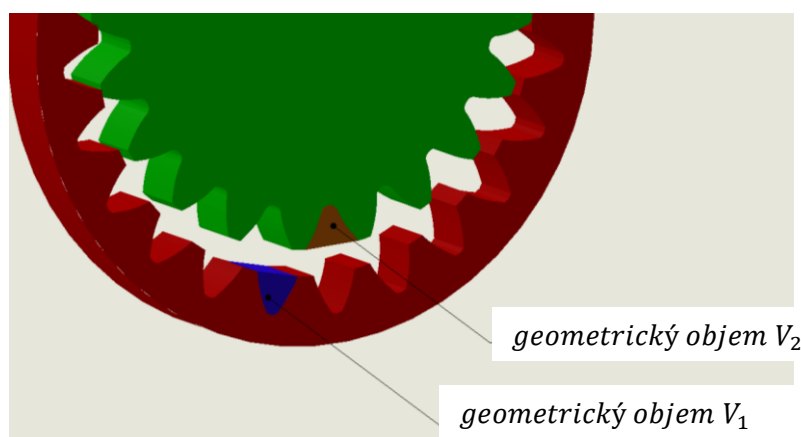
$$V_{VNĚJŠÍ} = V_{VNITŘNÍ} = z_1 * V_1 + z_2 * V_2 \quad [\text{mm}^3] \quad (5)$$

z_1 – počet zubů vnitřního kola s vnitřním ozubením [-]

V_1 – geometrický objem mezi dvěma zuby u vnějšího ozubení viz. obr. 5.2 [mm³]

V_2 – geometrický objem mezi dvěma zuby u vnitřního ozubení viz. obr. 5.2 [mm³]

Tento vzorec lze použít i pro výpočet evolventních zubů



Obr. 5.2 – Znáornění oblasti geometrického objemu mezi ozubením

Výpočet geometrického objemu ozubení s cykloidními zuby [7]:

$$V_{CYKLOIDNÍ} = konst. \approx \pi * ((R - R_2 + e)^2 - (R - R_2 - e)^2) * b * \frac{z_2}{z_1} \quad [\text{mm}^3] \quad (6)$$

R – vnitřní poloměr ozubeného kola s vnějším ozubením [mm]

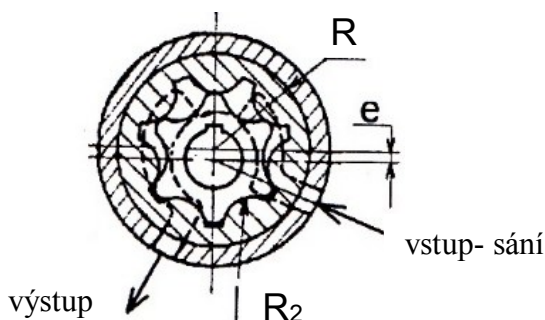
R_2 – vnější poloměr ozubeného kola s vnitřním ozubením [mm]

e – vzdálenost os [mm]

b – šířka ozubení [mm]

z_1 – počet zubů vnitřního kola [-]

z_2 – počet zubů vnějšího kola [-]



Obr. 5.3 – Schéma rozměrů cykloidního ozubení [7]

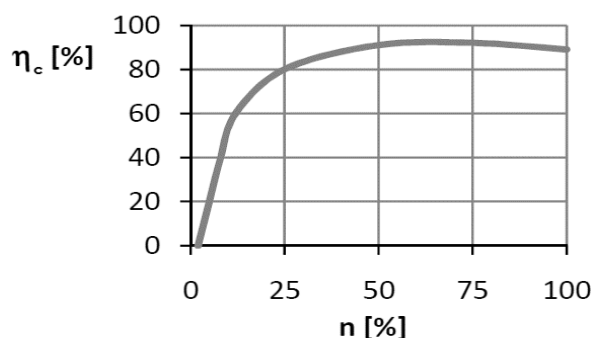
Objemová účinnost čerpadla [7]:

Jsou ztráty objemového průtoku v prostorech čerpadla, mezi ozubeným kolem a tělesem čerpadla. Kvůli provozním důvodům jsou zde boční vůle, které velmi ovlivňují tuto účinnost a to především se vzrůstající viskozitou oleje.

$$\eta_o = \frac{Q_s}{Q_t} \quad [\%] \quad (7)$$

Po dosazení rovnice (1) do této rovnice dostaneme vztah :

$$\eta_o = \frac{Q_t - \Delta Q}{Q_t} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_t} \quad [\%] \quad (8)$$



Graf č.5.1 - Znáznornění celkové účinnosti v závislosti na otáčkách

Hydraulická účinnost čerpadla [7]:

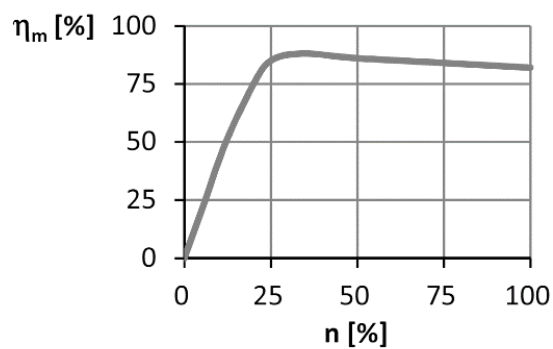
Jsou tlakové ztráty způsobené pohybem kapaliny v čerpadle.

$$\eta_h = \frac{p}{p_t} = \frac{p_t - \Delta p_z}{p_t} = 1 - \frac{\Delta p_z}{p_t} \quad [\%] \quad (9)$$

Mechanická účinnost čerpadla [7] :

Tyto ztráty jsou způsobeny především třením mechanických částí v čerpadle. Vliv na tuto účinnost mají také odstředivé a setrvačné síly kapaliny.

$$\eta_m = \frac{P_T}{P_T + P_Z} \quad [\%] \quad (10)$$



Graf č.5.2 - Znárodnění mechanické účinnosti v závislosti na otáčkách

Celková účinnost čerpadla [7]:

Je dána součinem daných účinností a to:

$$\eta_c = \eta_o * \eta_h * \eta_m \quad [\%] \quad (11)$$

η_o – objemová účinnost [%]

η_h – hydraulická účinnost [%]

η_m – mechanická účinnost [%]

Výpočet teoretického kroutícího momentu zubového čerpadla :

Kroutící moment, který je způsoben tlakovými silami v prostorách ozubení čerpadla. [8]

$$M_{kt} = F * r = \Delta p * \frac{V}{2 * \pi} \quad [\text{Nm}] \quad (12)$$

Δp – změna tlaku v čerpadle [MPa]

V_g – geometrický pracovní objem čerpadla [mm³]

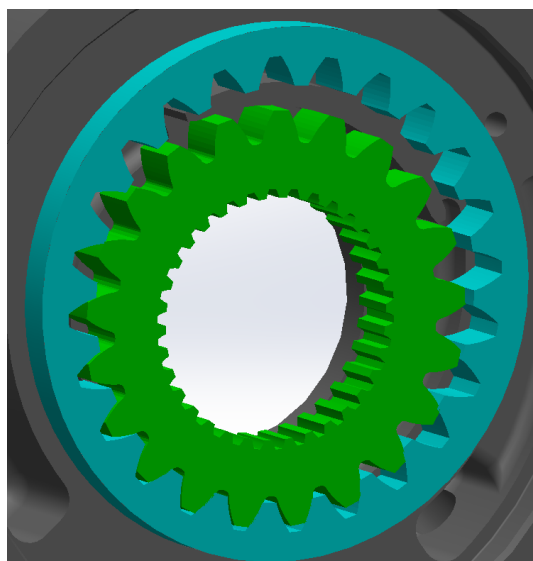
6. Rozbor současného řešení :

S vývojem nové typové řady automobilu Tatra T158-Phoenix došlo ke změně konstrukce sestupné převodovky. Zvýšila se výška agregátu čímž došlo k nárůstu provozní výšky, a tím prodloužením délky potrubí. Olejové čerpadlo však zůstalo prakticky bez změny, což způsobilo pokles průtoku oleje do celého systému a to v celém rozsahu otáček.

6.1 Hlavní rozměry ozubení současného řešení

Tab. č.1 – Hlavní rozměry ozubení

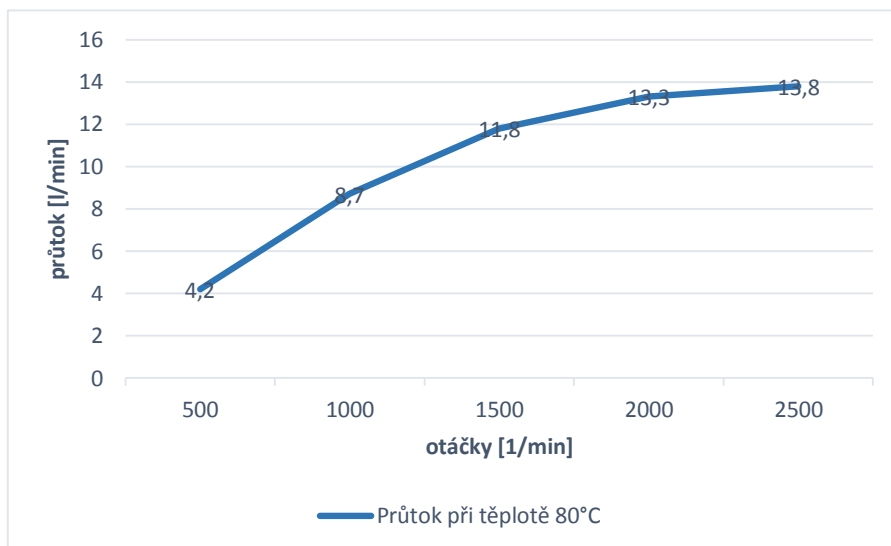
modul normální	m_{n12}	3,5 mm
šířka ozubení	b_{12}	24 mm
úhel záběru	α_{12}	20°
vzdálenost os mezi koly	$a - w_{12}$	$5,25 \pm 0,022$ mm
počet zubů vnitřního kola	z_1	21
počet zubů vnějšího kola	z_2	24
průměr patní kružnice vnitřního kola s vnějším ozubením	df_1	70 mm
průměr patní kružnice vnějšího kola s vnějším ozubením	df_2	82 mm
průměr hlavové kružnice vnitřního kola s vnějším ozubením	da_1	82,6 mm
průměr hlavové kružnice vnějšího kola s vnějším ozubením	da_2	94,5 mm
korekce	x_1	0,5
	x_2	-0,5



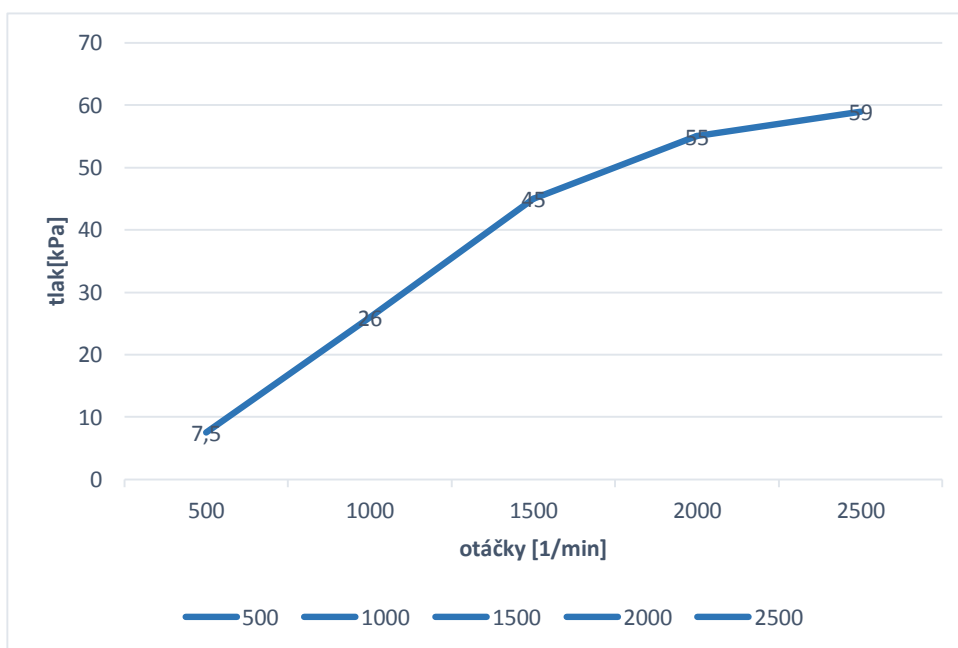
Obr. 6.1 – Vyobrazení ozubení současného řešení, uloženého ve víku

6.2 Naměřené hodnoty průtoků a tlaků

Pro současné řešení, bylo Tatrou provedeno přesné měření v závislosti průtoku na otáčkách a dané teplotě 80°C.



Graf č.6.1 - Znázornění hodnot průtoků v závislosti na otáčkách



Graf č.6.2 - Znázornění hodnot tlaků v závislosti na otáčkách a teplotě

7. Zjištění celkových ztrát současného řešení

Vzhledem k tomu, že pro daný případ byla naměřena přesná závislost průtoku na daných otáčkách a teplotě, mohu s vysokou úspěšností zpřesnit své výpočty vycházením z těchto hodnot.

Výsledkem přesnějšího řešení celkové účinnosti bude funkce, která bude mít závislost průtoku na otáčkách při dané konstantní teplotě.

Budu postupovat pomocí známých vzorců č. (1-5) Pokud naměřené hodnoty proložím grafem, mohu díky tomuto způsobu s velmi vysokou přesností určit celkovou účinnost čerpadla. Tento výsledek účinnosti je mnohonásobně přesnějším řešením, oproti výpočtu této účinnosti pomocí teoretického vzorce.

7.1. Vypočtené hodnoty teoretického průtoku metodou známého objemu

V tomto výpočtu je vycházeno ze vzorce č.(3) a (5)

$$Q_t = (z_1 * V_1 + z_1 * V_2) * n$$

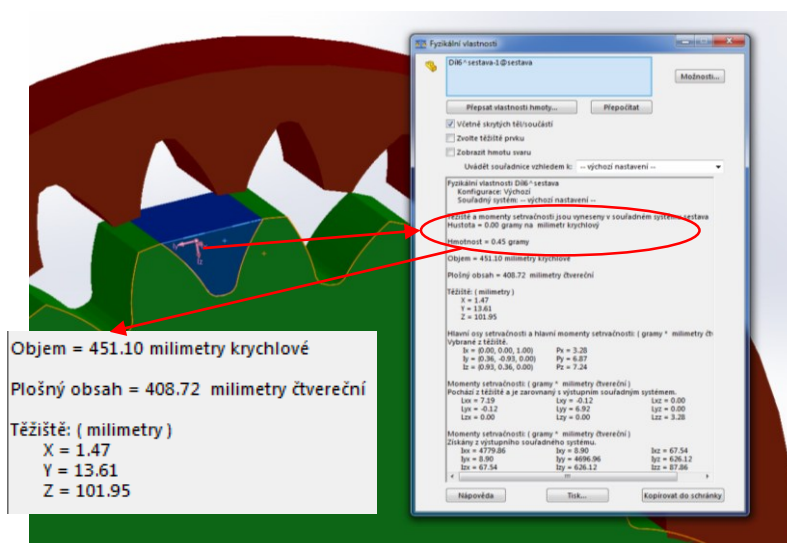
$$z_1 = 21$$

$$n = 500, 1000, 1500, 2000, 2500 \text{ ot/min}$$

$$V_1 = 451,1 \text{ mm}^3 \text{ (vytvořen pomocí programu SolidWorks viz. obr. 7.1)}$$

$$V_2 = 444,03 \text{ mm}^3 \text{ (vytvořen pomocí programu SolidWorks stejně jako } V_1 \text{)}$$

$$z_2 = 24$$



Obr. 7.1 – Výpočet objemu kapsy vnějšího ozubení pomocí programu SolidWorks

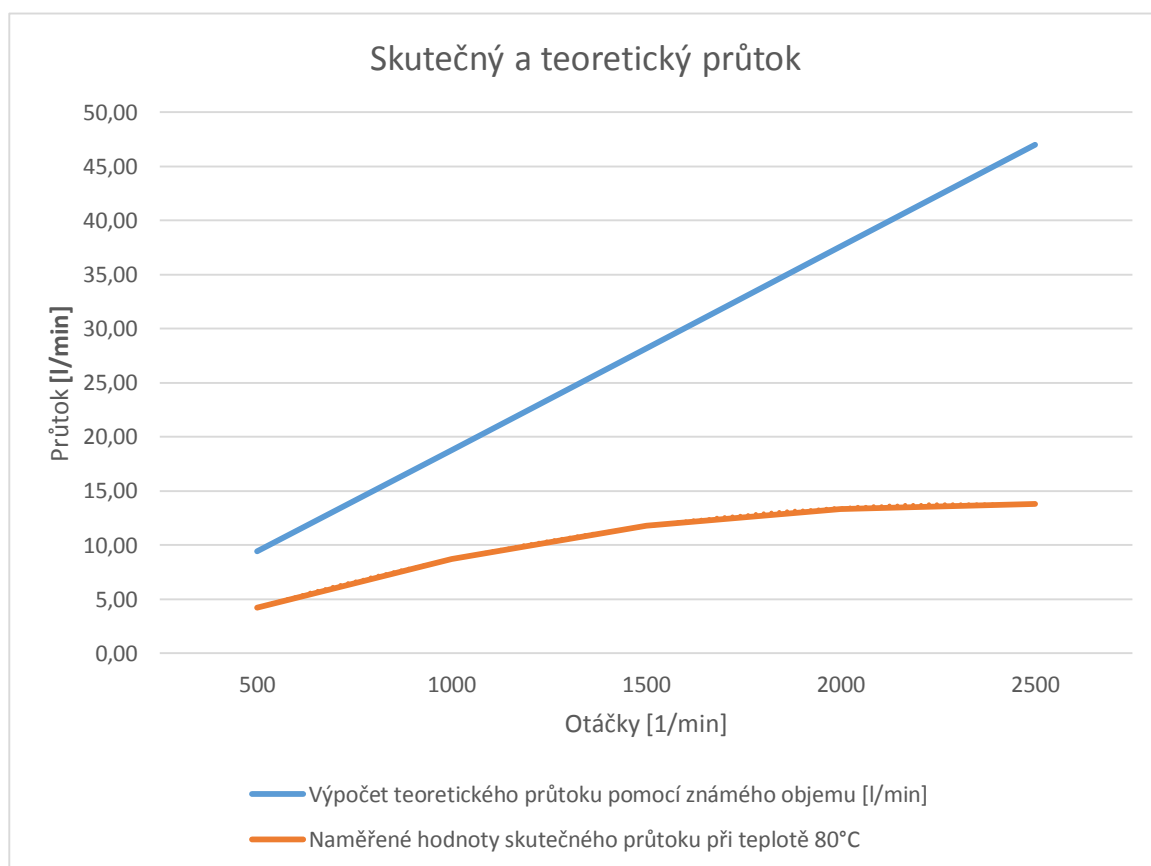
Výsledky pro jednotlivé teoretické průtoky pro různé otáčky jsou uvedeny v tabulce č.2.

Tab. č.2 – Porovnání teoretického průtoku se skutečným

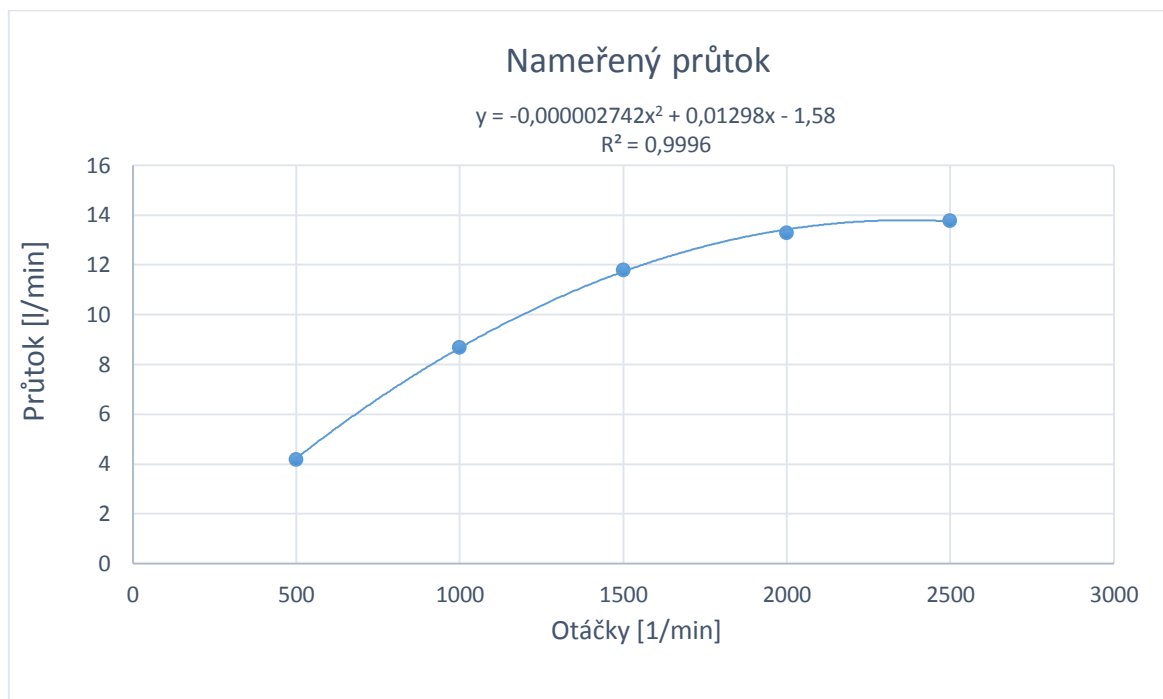
otáčky n [1/min]	Výpočet teoretického průtoku pomocí známého objemu [l/min]	Naměřené hodnoty skutečného průtoku při teplotě 80°C
500	9,4	4,2
1000	18,8	8,7
1500	28,2	11,8
2000	37,6	13,3
2500	46,99	13,8

Z tabulky č.2 byl zhotoven graf, který znázorňuje vypočtený a naměřený průtok.

Oblast mezi grafy funkcí, vyjadřuje celkové ztráty. Pokud graf s naměřenými hodnotami, proložím funkcí, mohu s vysokou přesností určit pomocí úpravy vztahu č. (1) a vztahu č. (2) celkové ztráty v čerpadle.



Graf č.7.1 - Znázornění hodnot vypočteného a naměřeného průtoku.



Graf č.7.2 - Znázornění polynommické rovnice naměřených 5-ti hodnot průtoku

Z grafu č.7.2 je vidět, že skutečný průtok můžeme napsat pomocí rovnice:

$$Q_{s1} = -0,000002742 * x^2 + 0,01298 * x - 1,58$$

Kde hodnotu x, nahradíme počtem otáček n.

$$Q_{s1} = -0,000002742 * n^2 + 0,01298 * n - 1,58 \quad [\text{l/min}]$$

(13)

Pokud skutečný průtok nahradíme naměřeným a teoretický, vypočteným, dostaneme rovnici:

$$\eta_c = \frac{-0,000002742*n^2 + 0,01298*n - 1,58}{Q_t} = \eta_o * \eta_h * \eta_m \quad [\%]$$

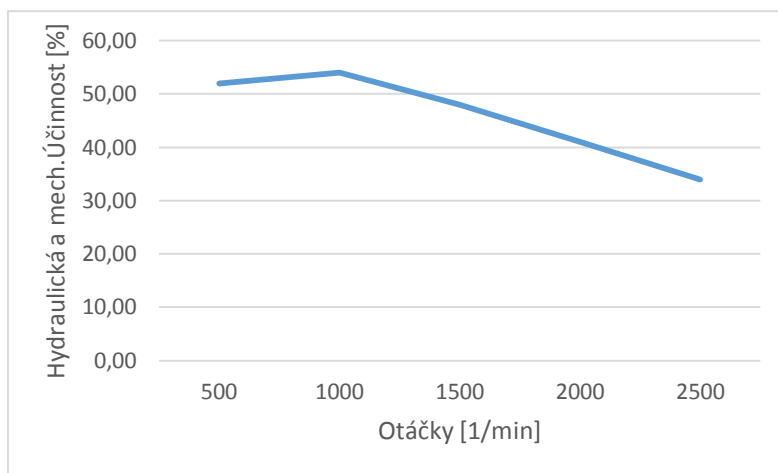
7.2 Hydraulická a mechanická účinnost pro různé otáčky

Pokud za objemovou účinnost dosadíme hodnotu 0,86, kdy je tato hodnota získaná z měření [6], dostaneme vztah pro hydraulickou a mechanickou účinnost tohoto čerpadla.

$$\eta_h * \eta_m = \frac{-0,000002742*n^2 + 0,01298*n - 1,58}{Q_t * \eta_o} \quad (14)$$

$$\eta_o = 0,86 \text{ (vychází z měření [6])}$$

$$\eta_{h500} * \eta_{m500} = 52\%$$



Graf č.7.3 - Znázornění Hydraulické a mechanické účinnosti

7.3 Vyjádření vztahu pro celkovou účinnost

Podle rovnice č.2

$$Q_{s1} = Q_t * \eta_c \quad [l/min]$$

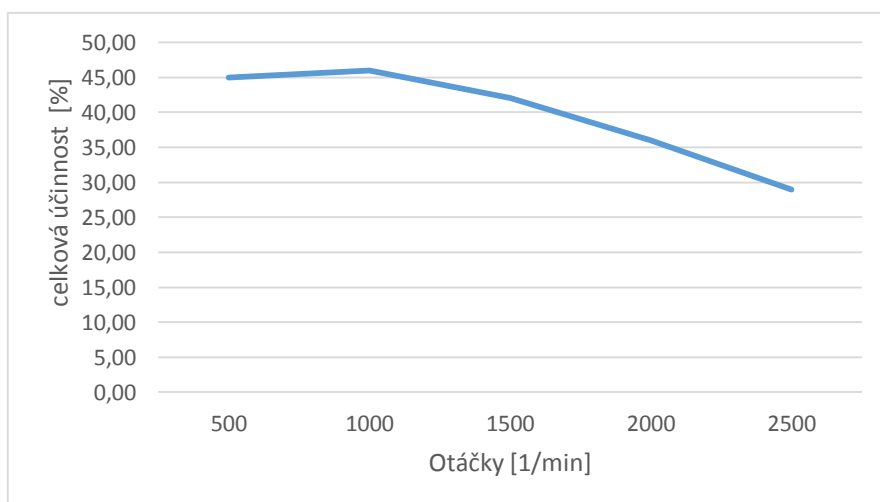
Hodnota objemových ztrát je však závislá na otáčkách, proto byla udělána rovnice polynomičského tvaru, která zohledňuje i závislost počtu otáček.

Po vyjádření objemové činnosti z rovnice a dosazení rovnice č.(11) , dostaneme:

$$\eta_c = \frac{Q_{s1}}{Q_t} = \eta_o * \eta_h * \eta_m \quad [\%]$$

7.4 Celková účinnost čerpadla pro různé otáčky

$$\eta_{c500} = \eta_o * \eta_{h500} * \eta_{m500} = 0,52 * 0,86 = 45\%$$



Graf č.7.4 - Znázornění celkové účinnosti

8. Rozbor možných řešení daného zubového čerpadla

Vzhledem k tomu, že při pomalejší a klidnější jízdě nákladního automobilu, klesají otáčky systému, a s tím také klesá dodávka oleje do celého systému. Nejlepším řešením jak zásobovat celý systém konstantně, nezávisle na těchto otáčkách, je pomocí externího čerpadla. Tímto řešením by se však musela změnit stavba celé sestupné skříně, a z tohoto důvodu je toto řešení nepřípustné.

Velký vliv na velikost dodávky oleje do systému má také především tvar a velikost zubu. Zvětšení objemu „kapsy“, která nasává a odvádí olej, se zvětší i průtok oleje v celém systému. Toto řešení je bezesporu nejvýhodnější z hlediska počtu zachování sériově vyráběných dílů. Je mnohonásobně levnějším a rychlejším řešením než při přidání externího čerpadla.

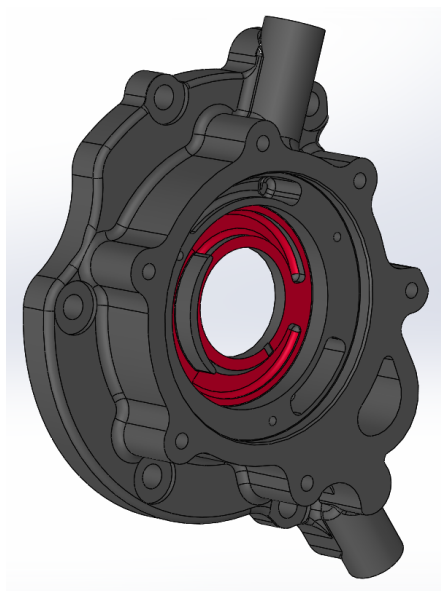
Největším problémem je pokles oleje ze sacího potrubí v délce cca 930 mm při zastavení vozidla. Po nastartování pak trvá několik sekund než dojde ke zpětnému nasátí oleje zubovým čerpadlem. Řešením pro tento konkrétní případ, by byla aplikace zpětného ventilu který by v sacím potrubí udržoval olejový sloupec i po zastavení vozidla.



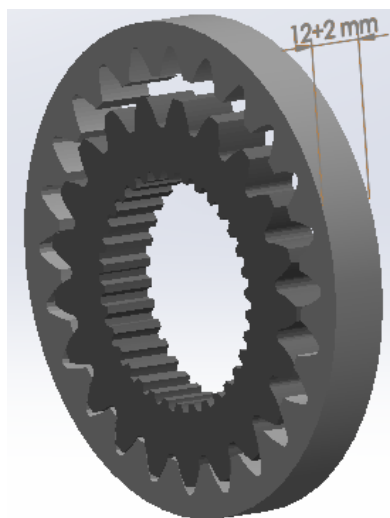
Obr. 8.1 – Umístění olejového čerpadla na sestupné převodovce bezrámového podvozku T158

9. Zvětšení šířky zubu

Nejvýhodnější řešení z hlediska zachování počtu sériově vyráběných dílů, kde se více vyfrézuje hloubka již vyrobeného zadního víka a vyrobí se nová ozubená kola s větší šířkou. Náklady na tuto úpravu budou tedy minimální.



Obr. 9.1 – Znázornění úprav na víku.



Obr. 9.2 – Znázornění zvětšení ozubení

9.1 Výpočet teoretického průtoku

Ve výpočtu je vycházeno ze vzorce č. (3) a (5)

$$Q_t = (z_1 * V_1 + z_1 * V_2) * n$$

Kde:

$$z_1 = 21$$

$$n = 500, 1000, 1500, 2000, 2500 \text{ ot/min}$$

$$V_1 = 526,3 \text{ mm}^3 \text{ (vytvořen pomocí programu SolidWorks stejně jako na obr. 7.1)}$$

$$V_2 = 518,03 \text{ mm}^3 \text{ (vytvořen pomocí programu SolidWorks stejně jako na obr. 7.1)}$$

$$Q_{1t500} = (21 * 526,3 + 21 * 518,03) * 500 = 10,97 \text{ l/min}$$

9.2 Výpočet skutečného průtoku pro různé otáčky

Vycházeno ze vzorce č.(2) a (11)

$$Q_s = Q_t * \eta_c \quad [\text{l/min}]$$

kde za η_c jsou dosazeny hodnoty z výpočtu 7.4

$$Q_{1s500} = Q_{1t500} * \eta_{c500} = 10,97 * 0,45 = 4,93 \text{ l/min}$$

9.3 Celkové navýšení průtoku:

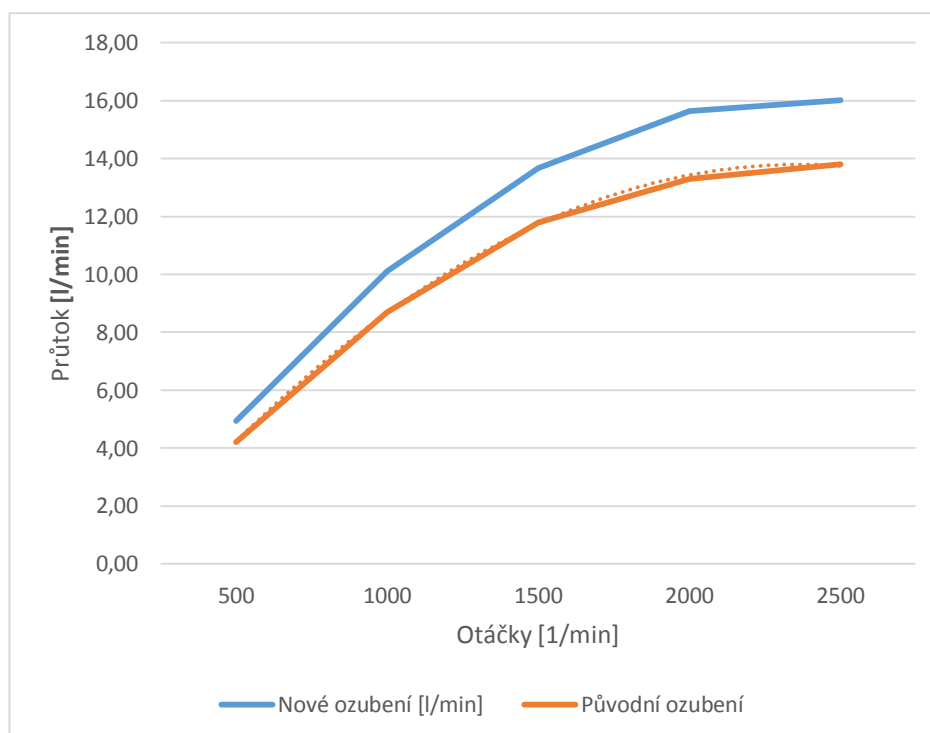
$$Q_{ZVÝŠENÍ} = \left(\frac{\sum Q_{1s}}{\sum Q_n} - 1 \right) * 100 \quad [\%] \quad (15)$$

Kde:

$\sum Q_{1s}$ – suma skutečného průtoků daného ozubení

$\sum Q_n$ – suma naměřených průtoků původního ozubení

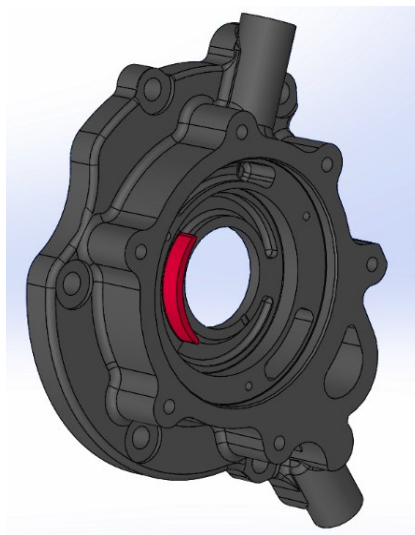
$$Q_{ZVÝŠENÍ} = \frac{\sum Q_{1s}}{\sum Q_n} = \left(\frac{4,93+10,1+13,67+15,65+16,02}{4,2+8,7+11,8+13,3+13,8} - 1 \right) * 100 = 16\%$$



Graf č.9.1 - Porovnání původního průtoku s průtokem ozubení se zvětšenou šířkou

10. Zvětšení počtu zubů vnitřního kola s vnějším ozubením

Nejvýhodnější řešení z hlediska počtu zachování sériově vyráběných dílů, kde se mírně změní tvar půlměsíce a vyrobí se nová ozubená kola. Náklady na tuto úpravu budou tedy minimální.



Obr. 10.1 – Znázornění vyfrézování víka

10.1 Výpočet teoretického průtoku

Ve výpočtu je vycházeno ze vzorce č. (3) a (5)

$$Q_t = (z_1 * V_1 + z_2 * V_2) * n \text{ [mm}^3\text{]}$$

Kde:

$$z_1 = 23$$

$$z_2 = 24$$

$$V_1 = 442,8 \text{ mm}^3 \text{ (vytvořen pomocí programu SolidWorks stejně jako na obr. 7.1)}$$

$$V_2 = 435,6 \text{ mm}^3 \text{ (vytvořen pomocí programu SolidWorks stejně jako na obr. 7.1)}$$

$$n = 500, 1000, 1500, 2000, 2500 \text{ ot/min}$$

$$Q_{1t500} = (23 * 442,8 + 24 * 435,6) * 500 = 10,1 \text{ l/min}$$

10.2 Výpočet skutečného průtoku pro různé otáčky

Vycházeno ze vzorce č.(2) a (11)

$$Q_s = Q_t * \eta_c$$

kde za η_c jsou dosazeny hodnoty z výpočtu 7.4

$$Q_{1s500} = Q_{1t500} * \eta_{c500} = 10,1 * 0,45 = 4,54 \text{ l/min}$$

$$Q_{1s1000} = Q_{1t1000} * \eta_{c1000} = 20,2 * 0,46 = 9,31 \text{ l/min}$$

$$Q_{1s1500} = Q_{1t1500} * \eta_{c1500} = 30,3 * 0,42 = 12,6 \text{ l/min}$$

$$Q_{1s2000} = Q_{1t2000} * \eta_{c2000} = 40,4 * 0,36 = 14,41 \text{ l/min}$$

$$Q_{1s2500} = Q_{1t2500} * \eta_{c2500} = 50,5 * 0,29 = 14,76 \text{ l/min}$$

10.3 Celkové navýšení průtoku:

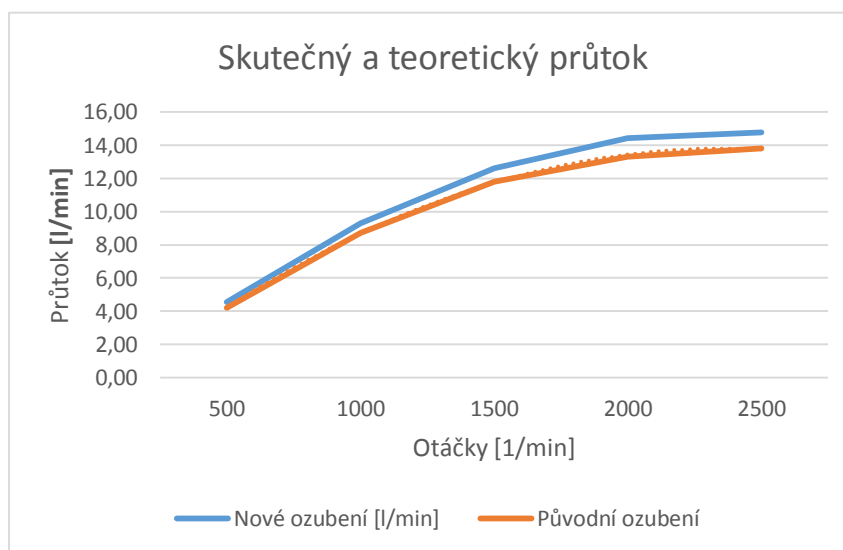
$$Q_{ZVÝŠENÍ} = \left(\frac{\sum Q_{1s}}{\sum Q_n} - 1 \right) * 100 [\%] \quad (15)$$

Kde:

$\sum Q_{1s}$ – suma skutečného průtoků daného ozubení

$\sum Q_n$ – suma naměřených průtoků

$$Q_{ZVÝŠENÍ} = \frac{\sum Q_{1s}}{\sum Q_n} = \left(\frac{4,54+9,31+12,6+14,41+14,76}{4,2+8,7+11,8+13,3+13,8} - 1 \right) * 100 = 7\%$$

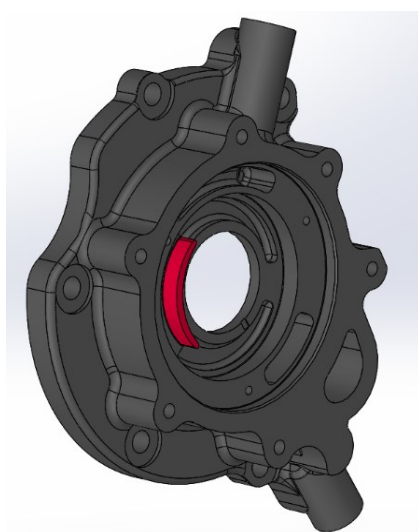


Graf č.10.1 - Porovnání původního průtoku s průtokem ozubení se zvětšenou šířkou

11. Změna tvaru zubu na cykloidní tvar

Změna tvaru evolventního ozubení za cykloidní (trachoidní) ozubení. Jelikož u cykloidních ozubení nedochází k podřezání, můžeme běžně použít menší počty zubů a to už i kolem 6 až 7 zubů. To znamená velký nárůst prostoru neboli „kapsy“, která nasává a odvádí olej do systému.

Ozubení bylo navrženo v programu [11], s ohledem na co nejvyšší navýšení průtoku, se zachováním vnějšího průměru, který se zasouvá do krytu čerpadla. Osová vzdálenost zůstala taktéž zachována. Jediná úprava bude odstranění půlměsíce ze zadního krytu čerpadla .



Obr. 11.1 – Znáznornění odstranění půlměsíce.

11.1 Výpočet teoretického průtoku

Ve výpočtu je vycházeno ze vzorce č. (3) a (5)

$$Q_t = (z_1 * V_1 + z_1 * V_2) * n \quad [\text{l/min}]$$

Kde:

$$z_1 = 6$$

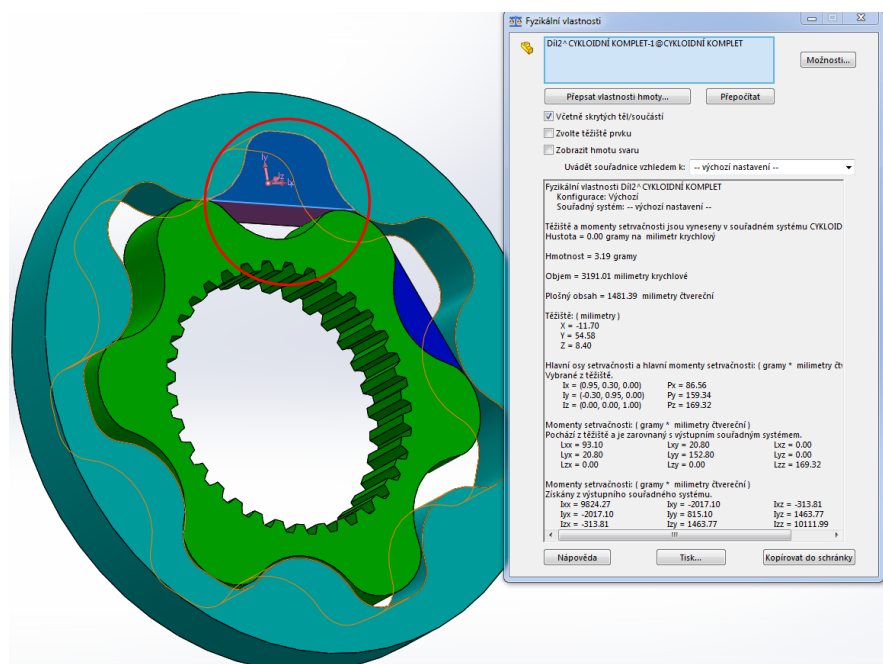
$$n = 500, 1000, 1500, 2000, 2500 \text{ ot/min}$$

$$V_1 = 3191,3 \text{ mm}^3$$

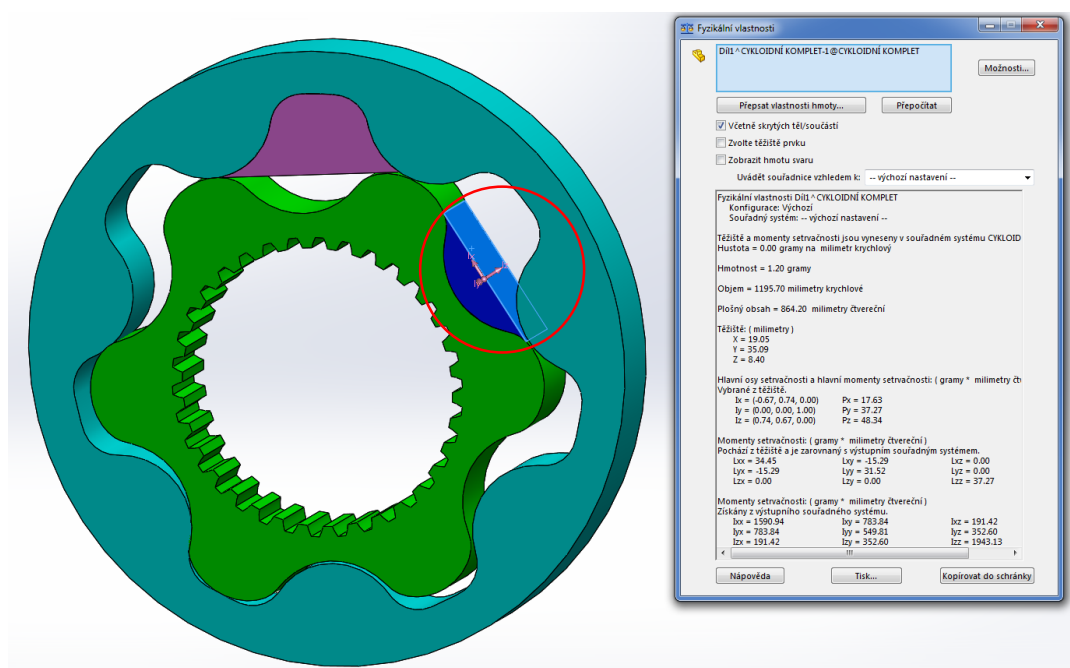
$$V_2 = 1195,7 \text{ mm}^3$$

$$Q_{3t500} = (7 * 3191,3 + 7 * 1195,7) * 500 = 13,16 \text{ l/min}$$

Pomocí programu SolidWorks, bylo provedeno měření objemů kapes s cykloidním ozubením. Tento postup je mnohem přesnější, než výpočet tohoto objemu pomocí vzorce č.(6)



Obr. 11.2 – Výpočet objemu kapsy vnějšího kola vnitřním cykloidním ozubením



Obr. 11.3 – Výpočet objemu kapsy vnitřního kola vnějším cykloidním ozubením

11.2 Výpočet skutečného průtoku pro různé otáčky

Vycházeno ze vzorce č.(2) a (11)

$$Q_s = Q_t * \eta_c$$

kde za η_c jsou dosazeny hodnoty z výpočtu 7.4

$$Q_{3s500} = Q_{3t500} * \eta_{c500} = 13,16 * 0,45 = 5,92 \text{ l/min}$$

$$Q_{3s1000} = Q_{3t1000} * \eta_{c1000} = 26,32 * 0,46 = 12,12 \text{ l/min}$$

$$Q_{3s1500} = Q_{3t1500} * \eta_{c1500} = 39,48 * 0,42 = 16,41 \text{ l/min}$$

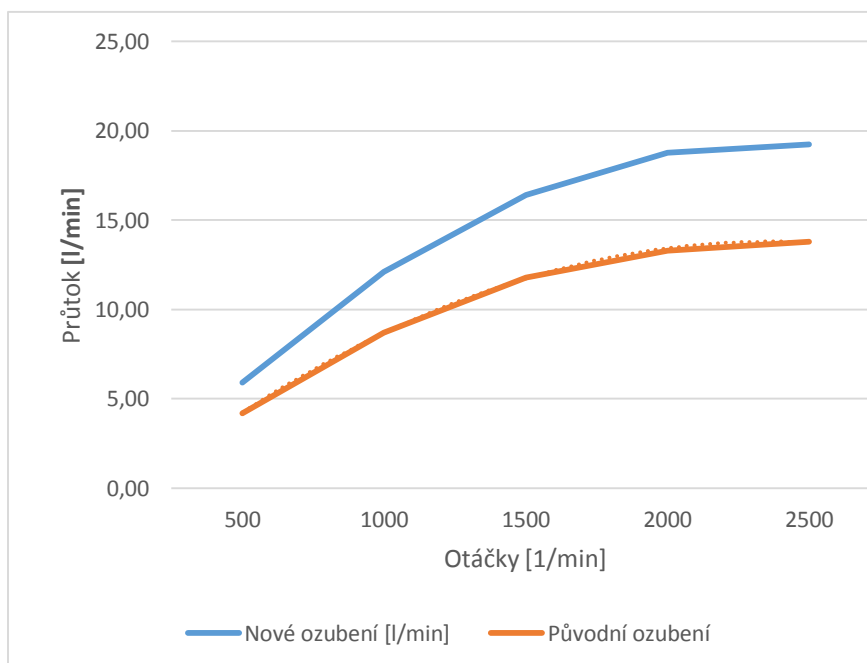
$$Q_{3s2000} = Q_{3t2000} * \eta_{c2000} = 52,64 * 0,36 = 18,78 \text{ l/min}$$

$$Q_{3s2500} = Q_{3t2500} * \eta_{c2500} = 65,81 * 0,29 = 19,23 \text{ l/min}$$

11.3 Celkové navýšení průtoku:

Ve výpočtu se vychází ze vzorce č.15

$$Q_{ZVÝŠENÍ} = \frac{\sum Q_{1s}}{\sum Q_n} = \left(\frac{5,92 + 12,12 + 16,41 + 18,78 + 19,23}{4,2 + 8,7 + 11,8 + 13,3 + 13,8} - 1 \right) * 100 = 40 \%$$



Graf č.11.1 - Porovnání původního průtoku s průtokem u cykloidního ozubení

12. Navržené řešení

Vzhledem k tomu, že cykloidní ozubení by bylo velmi obtížné vyrobit, jako mé řešení jsem ponechal evolventní ozubení.

Bude se tedy jednat o případ zvýšení šířky, s kombinací se zvýšením počtu zubů vnitřního ozubení. Toto ozubení je nejen jednodušší a levnější na výrobu, ale lze s vysokou přesností pomocí již vytvořených programů teoreticky spočítat jeho bezpečnost.

12.1 Výpočet skutečného průtoku pro různé otáčky:

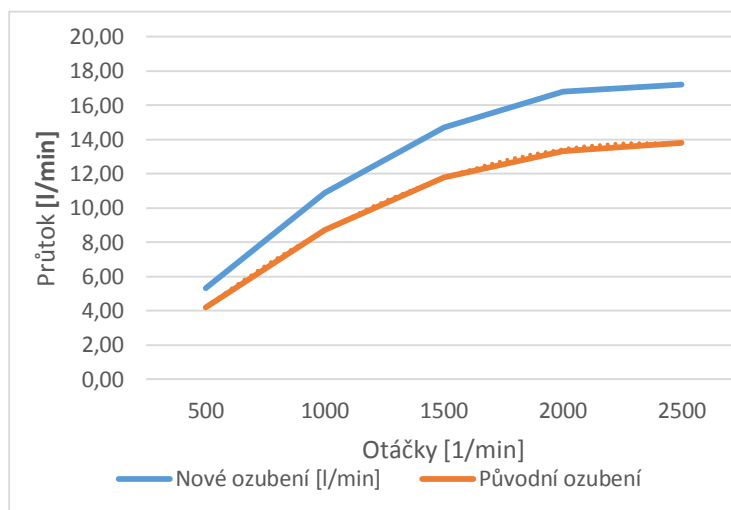
$$Q_{12s500} = Q_{12t500} * \eta_{c500} = \frac{10,1}{12} * 14 * 0,45 = 5,3 \text{ l/min}$$

$$Q_{12s1000} = Q_{12t1000} * \eta_{c1000} = \frac{20,2}{12} * 14 * 0,46 = 10,9 \text{ l/min}$$

$$Q_{12s1500} = Q_{12t1500} * \eta_{c1500} = \frac{30,3}{12} * 14 * 0,42 = 14,7 \text{ l/min}$$

$$Q_{12s2000} = Q_{12t2000} * \eta_{c2000} = \frac{40,4}{12} * 14 * 0,36 = 16,8 \text{ l/min}$$

$$Q_{12s2500} = Q_{12t2500} * \eta_{c2500} = \frac{50,5}{12} * 14 * 0,29 = 17,2 \text{ l/min}$$



Graf č.12.1 - Porovnání původního průtoku s průtokem u ozubení se zvýšenou šířkou

12.2 Celkové navýšení průtoku:

$$Q_{ZVÝŠENÍ} = \frac{\sum Q_{1s}}{\sum Q_n} = \left(\frac{5,3 + 10,9 + 14,7 + 16,8 + 17,2}{4,2 + 8,7 + 11,8 + 13,3 + 13,8} - 1 \right) * 100 = 29 \%$$

12.3 Výpočet teoretického kroutícího momentu zubového čerpadla:

Tento kroutící moment vychází ze vztahu č. (12). Tato hodnota musí být známá pro následný pevnostní výpočet ozubení, který je přiložen v příloze.

$$M_{kt12} = \Delta p * \frac{V_{12}}{2 * \pi} = 8,85 * \frac{23570}{2 * \pi} = 33,2 \text{ Nm}$$

$$V_{12} = (z_1 * V_1 + z_1 * V_2) = (23 * 516,6 + 23 * 508,2) = 23570 \text{ mm}^3$$

$$z_1 = 23$$

$$V_1 = 516,6 \text{ mm}^3$$

$$V_2 = 508,2 \text{ mm}^3$$

Hodnota Δp navýšená o výpočtovou konstantu

$$\Delta p = k * p$$

$$\Delta p = 1,5 * 5,9 = 8,85 \text{ MPa}$$

p – nejvyšší naměřený tlak [MPa] vychází z měření [6]

k – výpočtová konstanta navýšení tlaku ($1 \div 1,5$) volena nejvyšší hodnota

13. Závěr

Jako výsledné řešení byla vybrána kombinace varianty zvýšení zubů vnitřního kola se zvětšením šířky ozubení. Toto řešení je mnohonásobně levnější, než přidání externího čerpadla. Je nejen vhodné z hlediska zachování počtu sériově vyráběných dílů, ale i z hlediska náročnosti na výrobu.

U vnitřního víka dojde k malé změně, a to pouze u hlubšího vyfrézování zadní kapsy. U vnitřního ozubení s vnějšími zuby dojde ke změně tvaru, díky zvýšení počtu zubů z 21 na 23 zubů. Zde dojde také ke zvětšení šířky z 12 na 14 mm. Díky zvýšení objemu mezi ozubením dojde také ke zvýšení pracovního objemu čerpadla, které vede ke zvýšení průtoku. Tento průtok je zvýšen o 30 % oproti původnímu řešení.

Geometrie ozubení byla navržena ve výpočtovém programu [14]. Pevnostní výpočet tohoto ozubení byl navržen v souladu s normou ČSN 01 4686, pomocí výpočtového programu [15]. Pro tento typ ozubení byl vytvořen diagram mezních korekcí.

Pro problematiku s vytečením oleje z potrubí o celkové výšce cca 930 mm navrhuji přidání zpětného ventilu, která udrží olejový sloupec i při nulových otáčkách vozidla.

Všechny vytýčené cíle mé bakalářské práce byly splněny.

14. Seznam použité literatury

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav. Hydraulické pohony hornických a hutnických strojů a zařízení. Ostrava : Editační středisko Vysoké školy báňské v Ostravě, 1964. 333 s.
- [2] ŠOB, František. Hydromechanika. Brno : Akademické nakladatelství Cerm, 2008. 238s.
- [3] NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef. Hydraulické stroje. Praha :SNTL, 1966. 386 s.
- [4] PROKEŠ, Josef. Hydraulické pohony: Hydraulické řízení obráběcích strojů a jeho využití k automatisaci a k mechanizaci. Praha: ROH, 1957. 275 s.
- [5] Icerpadlo [online]. [cit.2015-29-02]. Dostupné z : <http://icerpadlo.cz/rozdeleni-cerpadel/zubova-cerpadla/>
- [6] MIFKA, Radomír, Zkouška olejového čerpadla přídatného převodu ZKP-17/14, Kopřivnice: 2014 4 s.
- [7] MÁLIK Ladislav, Luboš Kučera. Mechanické, hydraulické a hydromechanické přenosy. Žilina: EDIS, 1999. 417s.
- [8] NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef. Hydraulické stroje. Praha : SNTL, 1966. 386 s.
- [9] Keplerovo muzeum [online]. [cit.2015-5-04]. Dostupné z : <http://www.praguecityline.cz/prazske-pamatky/keplerovo-muzeum>
- [10] KOPÁČEK, Jaroslav. Hydraulické pohony hornických a hutnických strojů a zařízení. Ostrava : Editační středisko Vysoké školy báňské v Ostravě, 1964. 333 s.
- [11] Georotor Design studio, verze 2, výpočtový program.
- [12] Návod pro návrhový program GEOROTOR [cit.2015-5-04]. Dostupné z : <http://www.maverickracing.co.uk/gerotors/>
- [13] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, Albra Úvaly, 2003

- [14] NĚMČEK, Miloš. Geometrie – Geometrický výpočet ozubení, verze 4, Ostrava: VŠB TUO, výpočtový program.
- [15] NĚMČEK, Miloš. ČSN 01 4686, verze 3.0, Ostrava: VŠB – TUO, výpočtový program.
- [16] NĚMČEK, Miloš. DMK, verze 1.1, Ostrava: VŠB – TUO, výpočtový program.
- [17] HOLEC, M.: Mechanizace hydraulikou, SNTL Praha, 1964
- [18] KŘÍŽ, R.; VÁVRA, P.: Strojírenská příručka, Scientia spol s.r.o. Praha, 1995

15. Seznam příloh

Příloha A	Sestavný výkres čerpadla
Příloha B	Výrobní výkres vnitřního ozubení
Příloha C	Výrobní výkres vnějšího ozubení
Příloha D	Diagram mezních korekcí
Příloha E	Geometrie vnitřního a vnějšího ozubení
Příloha F	Výpočet bezpečnosti ozubení
Příloha G	Tabulka Průtoků pro různý typ ozubení